

특2001-0023614

(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(51) Int. Cl.
B62D 5/04

(11) 공개번호 특2001-0023614
(43) 공개일자 2001년03월26일

(21) 출원번호	10-2000-7002263	(87) 국제공개번호	WO 1999/11502
(22) 출원일자	2000년03월03일	(87) 국제공개일자	1999년03월11일
변역문제출일자	2000년03월03일		
(86) 국제출원번호	PCT/GB1998/02594		
(86) 국제출원출원일자	1998년08월28일		
(81) 지정국	EP 유럽특허 : 오스트리아 벨기에 스위스 독일 덴마크 스페인 프랑스 영국 그리스 아일랜드 이탈리아 룩셈부르크 모나코 네덜란드 포르투갈 스웨덴 핀란드		
	국내특허 : 브라질 일본 대한민국 미국		
(30) 우선권 주장	9718574.8 1997년09월03일 영국 (GB)		
(71) 출원인	티알더블유 루카스베리티 일렉트릭 스티어링 리미티드 브렌단 코너		
	영국 웨스트 미들랜즈 더블유 에스10 7 에스 와이 웬스베리 워덴 로드 웨스턴		
(72) 발명자	애콜야드마이를		
	영국피알71엑스제이링카셔롤리주드랜드31		
(74) 대리인	이훈		

심사청구 : 없음

(54) 열기어로 구성된 파워 스티어링

요약

본 발명은 파워 스티어링 시스템의 변속기에서 휠(8)과 휠질(10) 사이에 존재하는 백래쉬와 자유 유동을 제거하기 위한 장치에 관한 것이다. 휠(8)은 전기모터(4)로부터의 출력축(6)에 제공되고 휠은 다른 축(9)(스티어링 컬럼)에 제공된다. 휠은 하우스(1)에 대하여 고정되고, 휠은 적어도 제 1 및 제 2 지지 조립체(100, 200)를 통하여 하우스에 대하여 고정된다. 제 1 지지 조립체(100)는 모터(4)로부터 원격한 출력축(8)의 단부에 제공되고 출력축과 열기어의 방사상 위치를 조절토록 회전할 수 있는 편심부싱(101)으로 구성된다. 제 2 지지 조립체(200)는 출력축(6)의 회전방향 운동을 허용한다. 제 1 지지 조립체(100)는 자유 유동량을 조절하기 위하여 수동으로 회전되거나 스프링력 하에 자동으로 회전할 수 있다.

도면

도1

도2

파워 스티어링 시스템

도3

도4

본 발명은 결합된 한 쌍의 기어 사이, 특히 파워 스티어링 시스템에서 열기어와 휠질 사이의 백래쉬(backlash)와/또는 자유유동(freeplay)을 제거하거나 감소시키기 위한 장치의 개선에 관한 것이다.

배경기술

종래 전기모터가 차량의 운전자에 의하여 스티어링 컬럼에 가하여진 토크값에 응답하여 스티어링 컬럼에 보조토크를 가하는 종류의 파워 스티어링 시스템을 제공하는 것이 알려져 있다. 모터는 열기어와 열기어를 통하여 스티어링 컬럼에 작용하는 바, 열기어는 모터의 출력축에 제공되고 열기어는 스티어링 컬럼의 일부로 구성되는 피구동축에 제공된다. 휠과 휠은 모터와 피구동축 사이에서 감속기로서 작용한다. 이러한 시스템을 이후부터는 "상기 언급된 종류"의 시스템이라고 할 것이다.

특히 피구동축이 스티어링 컬럼의 일부로 구성되는 상기 언급된 종류의 공지된 시스템이 갖는 문제점은 휠의 톱니와 휠의 톱니 사이의 자유유동(백래쉬)이 토크 부하의 반전시 간헐적인 노킹 잡음발생의 원인이 될 수 있다는 점이다. 이를 잡음은 모터에 의하여 가하여지는 토크의 레벨과 운전자의 작용에 의한 스티어링 컬럼축의 운동에 의한 변화와 노면이 평탄치 않거나 주행바퀴의 밸런스가 맞지 않는 불완전성에 의

한 스티어링 랙에서의 진동이 원인이 되어 발생될 수 있다.

백래쉬에 의한 잡음과 노킹현상의 문제점은 실제로 매우 낮은 레벨의 백래쉬에서도 현저히 나타나는 것으로 확인되고 있다. 예를 들어 백래쉬는 0.015mm 정도로 낮아도 문제의 원인이 될 수 있는 한편 생산조립 중(각 부분의 조립이 없는 경우) 전형적으로 달성될 수 있는 백래쉬의 최저 허용범위는 0.050mm 정도이다. 아울러, 백래쉬는 시스템의 사용중 마모에 의하여 약 0.05mm 정도 증가하는 것으로 알려져 있다. 이는 마찰중량과 코스트를 줄이기 위하여 플라스틱 기어가 사용되는 경우에는 현저하다. 금속제의 기어는 내마모성이 크나 유닛이 그 작동 수명기간 중에 역구동성을 유지하는데 필요한 낮은 마찰레벨과 함께 윤활의 허용공차를 제공할 수 없다.

따라서, 본 발명의 목적은 윙기어와 헬기어 사이에서 기어내의 백래쉬의 문제점을 적어도 부분적으로 극복하기 위한 수단을 제공하는데 있다.

본 발명의 상세한 설명

본 발명에 따른 상기 언급된 종류의 파워 스티어링 시스템에 있어서, 윙기어가 결합된 모터 출력축이 출력축을 따라 축방향으로 간격을 둔 적어도 두개의 지지 조립체에 의하여 하우징 내에 지지되고, 상기 제 1, 즉 일측 지지 조립체가 헬기어에 대하여 출력축의 단부의 방사상 변위를 허용하는 수단을 포함하는 반면에 타측 지지 조립체는 하우징에 대하여 출력축의 회전방향 변위를 허용한다.

이러한 지지 조립체의 제공은 출력축의 적어도 일측 단부의 방사상 변위를 허용함으로써 윙기어와 헬기어 사이의 간격이 변화될 수 있다. 이는 기어셋트의 자유 유동과 백래쉬가 조절될 수 있도록 한다.

헬기어는 완전 스로트형 또는 반 스로트형의 톨니형태를 가질 수 있으며, 여기에서 스로트 반경(throat radius)은 윙의 반경보다 크다(즉, 윙의 반경과는 "비동각형"이다). 따라서, 윙기어에 대한 헬기어의 축방향 배치상태의 비교적 큰 변화가 백래쉬와 자유유동의 큰 변화를 보이지 않고 허용될 수 있는 반면에 윙기어와 헬기어 사이의 방사상 변위의 작은 변화는 백래쉬 레벨의 유용한 변화를 발생한다.

비동각형 스로트 형태의 이점은 이것이 직경이 큰 호브(hob)를 사용할 수 있도록 하고 절삭툴의 보다 유리한 형태를 갖출 수 있도록 한다.

상기 일측 지지 조립체는 출력축의 자유단부, 즉 전기모터로부터 가장 멀리 떨어져 있는 단부에서 이 출력축을 지지하는 것이 좋다. 타측 지지 조립체는 출력축의 중간에서 모터 조립체와 윙기어 사이의 지점에서 출력축을 지지한다.

모터 출력축, 윙기어 및 스티어링 컬럼의 임궤는 모두 적어도 부분적으로 단일의 공통 하우징 내에 제공된다.

제 1 지지 조립체는 부싱 내에 편심되게 형성된 개방부 또는 요구에 지지된 베어링 조립체로 구성된다. 부싱은 하우징의 개방부 또는 요구에 배치될 수 있다. 베어링이 부싱에 편심되게 착설되므로 그 회전중심을 중심으로 한 부싱의 회전은 이 부싱을 통과하거나 이에 삽입되는 하우징에 대하여 출력축의 방사상 변위가 이루어질 수 있도록 한다.

출력축이 적어도 두 지지 조립체에 지지되고, 제 1 지지 조립체가 축의 방사상 변위를 제공도록 조절되는 경우, 출력축이 타측 지지 조립체를 통과하는 각도가 변화할 것이다. 따라서, 타측 지지 조립체는 회전방향 변위를 허용할 수 있게 되어 있다.

제 1 지지 조립체는 출력축의 방사상 변위가 용이하게 이루어질 수 있도록 수동으로 조절될 수 있다. 예를 들어, 부싱은 하우징에 고정된 플랜지 부분에 결합될 수 있다. 플랜지 부분은 이 플랜지의 기다란 개방부를 통하여 관통된 하나 이상의 볼트 또는 스크류에 의하여 고정된다. 이 개방부는 볼트가 느슨해졌을 때 플랜지(그리고 편심부싱)가 볼트에 대하여 수동으로 회전될 수 있도록 한다. 위치가 정확히 맞추어졌을 때 볼트(또는 스크류)를 조여 플랜지를 정확한 위치에 고정시킬 수 있다.

다른 구성에 있어서, 제 1 지지수단은 출력축을 방사상으로 이동시키는데 이용되는 동안에 자동으로 조절될 수 있게 되어 있다. 예를 들어 이는 자유유동 과/또는 백래쉬를 요구되 레벨에서 유지하기 위하여 즉 이 자동적으로 이동될 수 있도록 한다.

이러한 자동 조절수단은 윙기어를 통하여 출력축과 윙철 사이에 부하를 가할수 있게 된 유연성 부재로 구성된다. 부하는 고정값을 갖거나 조절될 수 있다. 유연성 부재는 텐션스프링 또는 압축스프링으로 구성될 수 있다. 스프링은 직선형 또는 비직선형, 즉 시계태엽형 스프링일 수 있다.

유연성 부재는 하우징과 편심부싱 사이에 부싱을 회전시킬 수 있는 힘을 가할 수 있게 되어 있다. 이러한 회전은 윙철에 작용하는 윙기어의 힘에 의하여 저지된다. 유연성 부재에 의하여 가하여지는 힘은 지지수단과 하우징의 부분 사이의 마찰을 극복할 수 있도록 선택되는 것이 좋다.

제 2 지지 조립체는 중간에 베어링 레이스를 고정하는 제 1 판체와 제 2 판체로 구성된다. 각 판체는 베어링 조립체의 중앙 레이스를 고정하는 하나 이상의 상응된 돌출부를 포함한다. 특히, 각 판체는 중앙공을 가지고 이를 통하여 출력축이 관통하며 고정되었을 때 중앙공 양측의 직경방향으로 간격을 둔 한 쌍의 돌출부가 베어링 조립체를 향한다. 베어링 조립체는 돌출부에 의하여서만 그 제 3 제어부에 고정되므로 돌출부를 중심으로 하여 "경사"지거나 회전될 수 있다. 이와 같이 베어링 레이스의 회전이 가능하므로 허용공차가 작은 베어링이 사용될 수 있도록 한다.

돌출부는 경질의 패드일 수 있으며, 베어링 레이스는 축방향의 힘이 베어링에 작용할 때 볼 베어링의 지나치게 불균일한 부하를 방지토록 큰 축방향 강도를 가질 수 있다.

자동 조절수단의 이점은 사용중에 출력축의 위치를 수동으로 조절할 필요가 없도록 하고 기어셋트의 마모가 자동적으로 보정될 수 있도록 한다.

자동 조절수단에 부가하여 수동 보완장치가 출력축 위치의 미세조절이 이루어질 수 있도록 포함될 수 있

다.

본 발명을 첨부도면에 의거하여 보다 상세히 설명하면 다음과 같다.

도면의 간단한 설명

도 1은 출력축 지지 조립체를 포함하는 파워 스티어링 조립체의 단면도.

도 2는 하우징에 대하여 도 1의 출력축의 자유단부를 지지하고 출력축의 방사상 위치를 수동으로 조절할 수 있도록 하는 제 1 지지 조립체의 정면도.

도 3은 출력축의 방사상 위치를 자동으로 조절할 수 있도록 하는 다른 제 1 지지수단의 정면도.

도 4는 웜기어와 웜휠의 톱니 사이에 작용하는 힘을 보인 설명도.

도 5는 도 3에서 보인 것과 같은 자동 조절수단에 의하여 발생된 힘에 의하여 웜기어와 웜휠 사이에 가하여지는 힘을 보인 설명도.

도 6은 도 3에서 보인 구성에 대한 다른 구성을 보인 정면도.

실시예

본 발명의 지지수단의 작동이 실시예에 의하여 설명될 것이다. 도 1은 전형적인 파워 스티어링 시스템의 구성부분을 보인 것이다. 이 시스템은 배치플랜지(3)로 둘러싸인 개방부(2)를 갖는 단일체의 하우징(1)으로 구성되고 배치플랜지에는 전기모터의 하우징(4)이 고정된다.

모터하우징(4)은 모터 고정자(도시하지 않았음)를 지지하고 모터 회전자(5)가 고정자 내에서 지지된다. 부분적으로 모터를 통하여 연장된 출력축(6)은 회전자(5)에 취부되고 개방부(2)를 통하여 하우징(1)측으로 연장된다. 모터의 작동으로 회전자(5)와 출력축(6)이 회전한다. 출력축(6)은 중간에 웜기어(8)가 형성되어 있다.

출력축(6)은 두 지지 조립체(100)(200)에 의하여 지지된다. 제 1 지지 조립체(100)는 모터로부터 원격한 출력축(6)의 자유단부에 제공되고 하우징(1)의 개방부(7)에 배치되어 하우징의 외부로부터 접근할 수 있게 되어 있다. 제 2 지지 조립체(200)는 모터회전자와 웜기어(8) 사이의 지점에서 출력축(6)을 지지하도록 제공한다. 피구동축(9)이 출력축(6)에 대하여 직각으로 하우징(1)을 통하여 연장되고 웜기어의 톱니형태를 갖는 웜기어(10)를 지지한다. 피구동축(9)은 고정 베어링(도시하지 않았음)을 통하여 하우징(1) 내에서 지지되어 하우징에 대하여 방사상 방향으로 이동할 수 없다. 이는 고정위치에서 고정되어 웜기어(10)가 출력축의 웜기어(8)와 결합한다.

제 1 지지 조립체(100)는 일측단부에 플랜지(102)가 용접된 편심부싱(101)으로 구성된다. 부싱(101)의 외주연은 원통형이고 하우징(1)의 원통형 개방부(7) 내에 배치되어 플랜지(102)가 하우징(1)의 외면에 접촉된다. 출력축(6)의 자유단부는 부싱(101)의 편심 원형공(104) 내에 강제 삽입된 베어링(103)으로 구성되는 베어링 조립체에 의하여 지지된다. 베어링(103)은 도 2에서 보인 바와 같이 부싱(101)의 외주연에 편심되게 결합된다.

부싱(101)의 외주연은 원형이 되게 선택되어 하우징의 개방부(7)에서 회전될 수 있다. 물론, 이것이 원형일 필요는 없으며 하우징(1)에 대하여 부싱(101)의 부분적인 회전이 허용된다면 다른 형태일 수도 있다. 부싱(101)은 플랜지의 기다란 슬롯(106)을 통하여 관통하는 볼트(105)에 의하여 고정된다. 이와 같은 경우에 있어서, 슬롯(106)의 길이는 개방부(7) 내에서 부싱(101)의 최대 회전 허용량을 결정한다. 플랜지(102)가 하우징(1)의 외측에 배치되므로 사용중 볼트를 풀고 부싱을 회전시킨 후, 다시 볼트(105)를 채워 플랜지(102)의 위치를 변경시키는 것이 용이하다.

상기 언급된 바와 같이, 출력축(6)은 제 1 지지 조립체(100) 내에서 베어링(103)을 통하여 배치되어 부싱(101)의 회전은 웜기어(8)의 방사상 변위가 이루어질 수 있도록 하여 백래쉬가 조절될 수 있도록 한다.

제 2 지지 조립체(200)는 웜기어가 방사상으로 이동할 때 나타나는 각도상의 오정렬을 수용하기 위하여 출력축(6)의 회전방향 조절이 이루어질 수 있도록 한다. 제 2 지지 조립체(200)는 출력축(6)이 관통하는 베어링 조립체(203)의 양측을 고정하는 제 1 판체(201)와 제 2 판체(202)로 구성된다. 이들 판체(201)(202)는 종간의 제 3 부분에서 베어링 조립체의 외측 레이스를 고정할 수 있게 된 상승/하강부(210)와 협동하고, 베어링은 상승/하강부를 중심으로 하여 경사지게나 회전할 수 있다. 이와 같이, 오정렬에 의한 문제점이 없이 간극이 거의 없는 베어링이 사용될 수 있다.

이제 백래쉬와 자유운동의 조절작동이 설명될 것이다. 예를 들어, 기어셋트가 전형적으로 12:1과 20:1 사이의 감속비를 갖는다고 하자. 이러한 예에서 실제로 감속비는 16.5:1 이라고 가정한다. 또한 기어휠의

PCD(피치원 직경)은 92.7mm 이고, 톱니 압력각도 α 는 14° 인 것으로 가정한다. 휠의 PCD는 15.2mm 이다.

슬롯에 대한 톱니의 방사상 운동의 효과는 $2 \times \tan 14^\circ = 0.5$ 에 따라 14°의 압력각도에 의하여 조절된다. 그리고 웜휠(즉, 출력축)의 0.2mm 방사상 조절은 백래쉬에서 0.1mm의 변화가 이루어지도록 할 것이다. 상기 언급된 바와 같이, 전형적으로 나타날 수 있는 최대 백래쉬는 0.1mm 이다. 이와 같이, 시스템의 수명주 모든 백래쉬를 제거하기 위하여 0.2mm의 톱니 결합점의 방사상 운동(총 $\pm 0.1mm$)이 요구된다. 그리고, 출력축의 제 1 지지단부에서 총 0.4mm의 방사상 조절이 요구된다. 이는 제 1 지지단부에서 출력축을 지지하는 베어링 위치의 약 $\pm 0.2mm$ 의 조절에 의하여 이루어질 수 있다. 전형적인 구성에 있어서 이는 모터의 운전에 적합하게 허용될 수 있는 모터단부에서 출력축의 $\pm 0.05mm$ 의 방사상 변위가 이루어지도록 한다.

이러한 조절범위에 의한 웜휠의 회전은 $\pm 0.115^\circ$ 로 평가되는 바, 이는 작은 회전방향 오정렬을 허용하는

제 1 지지수단에 의하여 수용된다. 예를 들어, 고정 지지수단에 허용공차가 작은 베어링을 이용함으로써 제 2 지지수단에서 오정렬의 범위가 제공되지 않는 경우 베어링은 신속히 열화될 것이다.

요구된 조절범위를 제공하기 위하여, 제 1 지지수단은 출력축 지지 베어링 조립체(103)가 배치되는 편심 공을 갖는 원통형 부싱(101)으로 구성된다. 베어링(103)은 중심으로부터 약 2mm 떨어진 위치에 배치되고 (즉, 편심도 $x = 2\text{mm}$). 초기에 부싱(101)은 이 부싱(101)의 회전으로 출력축의 최대 수직변위(바람직한 것임)가 이루어지고 최소 수평변위(바람직하지 않음)가 이루어질 수 있도록 정렬된다. 플랜지에는 요구된 최대 조절량을 제공토록 약 $\pm 6^\circ$ 의 회전을 허용하는 슬로트가 형성되어 있다.

도 3과 도 6에서 보인 수정형태에서, 제 1 지지 조립체(100)는 플랜지(302)를 갖는 부싱(301)으로 구성되고 플랜지(302)의 부분(303)은 방사상으로 연장되어 "레바암"을 형성한다. 텐션 스프링과 같은 유연성 부재(304)가 이 레바암(303)과 하우징(1)의 일부분 사이에 연결된다. 제 1 실시형태에서 플랜지(101)의 위치는 볼트로 하우징에 대하여 고정되어 있는 반면에, 이 수정형태에서는 플랜지(302)가 텐션스프링의 힘 아래서 자유롭게 회전한다. 이는 출력축의 방사상 위치가 사용중에 자동적으로 조절할 수 있도록 한다.

스프링 힘 T는 윗기어와 윗기어 사이의 과중한 힘에 의하여 기어셋트의 마모가 증가함이 없이 자유유동을 제거할 수 있도록 정확히 선택되어야 한다.

예를 들어, 부싱(301)의 회전중심과 레바암(303)에서 스프링(304)이 착설되는 지점 사이의 거리 d는 40mm 이고, 부싱의 외경 OD는 28mm인 것으로 간주된다. 힘이 기어셋트에 의하여 가하여지지 않을 때 스프링에 의하여 부싱(301)에 작용하는 힘이 도 3에 도시되어 있다.

40mm의 레바암을 통하여 작용하는 스프링의 힘 T는 부싱에 $T \times 40\text{N-mm}$ 의 토크를 가한다. 부싱과 하우징 사이의 마찰계수가 0.3 이라 할 때, 이 힘은 14mm의 거리에서 작용하는 $T \times 0.3$ 의 힘 T 만큼 저항을 받는다. 따라서, 부싱에 작용하는 순수한 힘은 약 $36 \times T\text{N-mm}$ 로 이러한 힘은 윗기어 톱니의 측면에 충분히 결합할 수 있도록 한다. 이것이 도 4에 도시되어 있다.

다음으로, 예를 들어 스티어링 컬럼이 도 4에서 보인 바와 같이 운전자에 의하여 회전될 때 힘 F가 기어 휠에 가하여 진다고 가정한다. 만약 이러한 힘이 42000 N-mm라 할때, 기어피치 원반경(46mm)에서 접선방향 힘 F는 980N이 될 것이다. 이로써 기어분리력 F'은 $890 \times \tan 140 = 222\text{N}$ 이 되고 이는 톱니 사이의 마찰활동력 F'인 $(1/\cos 140 \times \sin 140 \times 0.05) = 11\text{N}$ 의 저항을 받는다(여기에서, 0.05는 플라스틱 기어와 윤활처리된 스틸 휠 사이의 마찰계수이다). 이와 같이 실제의 분리력 F'은 211N이다.

편심부싱(301)의 외경에서 수직 반작용력은 약 105.5N으로, 이는 부싱의 회전력이 $2 \times 105.5\text{N} = 211\text{N}$ 이 되게 하며 14mm 반경에서 작용하는 부싱(301)과 하우징(1) 사이의 마찰력($= 105.5 \times 0.3 = 33\text{N}$)에 의한 회전저항으로 저항토크는 $33 \times 14 = 462\text{N-mm}$ 이 된다. 이는 기어 분리력에 의한 부싱(301)의 회전토크보다 커서 부싱(301)이 이동하지 않기 때문에 톱니는 완전히 결합된 상태를 유지한다.

부싱의 외경(14mm)과 그 편심도(2mm) 사이의 큰 차이에 의한 편심부싱의 고유한 자기 고정작용 때문에 스프링 텐션의 양은 자기 고정작용에 직접 관련되지 않는다. 따라서, 이는 예를 들어 스프링 구조를 갖는 결과로서 얼마나 많은 기어 마찰토크가 허용될 수 있는가 하는 것과 같은 다른 요인을 고려하여 선택될 수 있다.

기어교합(결합) 바이어스힘과 기어마찰의 효과 사이의 관계가 도 5를 통하여 설명된다.

도 5에서, 바이어스힘 BF가 100N인 경우 조합된 측면 반작용력 ROI 톱니의 양측에서 작용할 것이며 이때 측면 반작용력 R은 다음과 같다.

$$R = \frac{100}{\tan^\circ \times \cos 14^\circ} = 413\text{N}$$

7.6mm의 윗피치 반경에 작용하는 활동력은 $413 \times 0.05\text{N}$ 이 될 것이며, 이로써 윗축의 마찰토크는 157 N-mm 이다. 기어측에서 보았을 때 이는 $157 \times 16/50 = 0.86\text{N}$ 이 될 것이며, 여기에서 0.86은 기어셋트의 평균효율이다.

즉, 100N 만큼 기어에 작용하는 바이어스힘에 의한 출력축 마찰토크는 $3012\text{N-mm} \approx 3.0\text{N-m}$ 이다.

만약 최대 허용마찰 = 0.3N-m인 경우,

기어 바이어스힘 = 10Nmax

부싱에서의 힘 = 5N

부싱에서의 토크 = $5 \times 2 = 10\text{N-mm}$

요구된 스프링의 힘

$$\frac{10}{40} \times \frac{1}{0.9} = 0.28\text{N}$$

* 부싱마찰을 위하여 허용

이는 차라리 경스프링의 힘이라 할 수 있다.

도 6에서 보인 제 2 구성에 있어서, 부싱의 편심도 x는 3mm로 증가되고, 레바암의 길이는 200mm로 감소되었다(도 6).

따라서, 기어의 바이어스힘 = 10N;

부상에서의 힘 = 5N.

따라서, 부상에서의 토크 = $5 \times 3 = 15\text{N}\cdot\text{mm}$

따라서, 부상의 스프링 토크 = $15\text{N}\cdot\text{mm}$.

만약, 스프링 힘 = T" 이면, 순토크 = $T" \times 20 - T" \times 0.3 \times 14 \approx 16 T" = 15$

따라서, $T \approx 1\text{N}$

3mm 편심부상에서 기어 분리력의 효과가 마찰효과에 의하여 아직은 제로 운동임을 체크하기 위하여,

부상의 00에서 수직 반작용 = 105.5N

부상의 회전토크 = 3×3105.5
= $316.5\text{N}\cdot\text{mm}$

회전저항 $\approx 460\text{N}\cdot\text{mm}$

따라서 부상은 아직 고정되어 있다.

산업상이용가능성

이상과 같이 본 발명은 출력축의 단부의 방사상 운동을 제공함으로써 파워 스티어링 시스템에서 윙기어와 윙기어 사이에 존재하는 자유 운동과 백래쉬를 제거하는 장치에 관한 것임을 이해할 것이다. 본 발명은 상기 언급된 실시형태로 제한되지는 않으며 본 발명의 범위에 포함된다면 출력축의 방사상 운동이 이루어질 수 있도록 하는 지지 조립체가 달리 구성될 수도 있을 것이다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

전기모터(4)가 차량의 운전자에 의하여, 스티어링 컬럼에 가하여진 토크값에 응답하여 스티어링 컬럼에 보조토크를 가할 수 있게 되어 있고 모터가 윙기어(8)와 윙기어(10)를 통하여 스티어링 컬럼에 작용하고 윙기어는 모터의 출력축(6)에 제공되고 윙기어는 파우동축(9)에 제공되는 파워 스티어링 시스템에 있어서, 윙기어(8)가 결합된 모터 출력축(6)이 출력축을 따라 축방향으로 간격을 둔 두개의 지지 조립체(100, 200)에 의하여 하우징(1) 내에 지지되고, 상기 제 1, 즉 일측 지지 조립체(100)가 윙기어에 대하여 출력축의 단부의 방사상 변위를 허용하는 수단(101)을 포함하며 타측 지지 조립체(200)는 하우징(1)에 대하여 출력축(6)의 회전방향 변위를 허용할 수 있게 되어 있음을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 2

제 1 항에 있어서, 윙기어(10)가 완전 스로트형 또는 반 스로트형의 톱니형태를 가지고 스로트 반경이 윙의 반경보다 큰 톱니로 구성됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 3

제 1 항에 있어서, 상기 제 1 지지 조립체(100)가 전기모터(4)로부터 가장 멀리 떨어져 있는 단부에서 출력축을 지지할 수 있게 되어 있음을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 4

전기 청구항의 어느 한 항에 있어서, 타측 지지 조립체(200)가 모터 조립체 (4)와 윙기어(8)사이에서 출력축을 지지함을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 5

전기 청구항의 어느 한 항에 있어서, 스티어링 컬럼축의 모터 출력축(6), 윙기어(8) 및 윙휠(10)이 단일의 공통 하우징 내에 제공됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 6

전기 청구항의 어느 한 항에 있어서, 제 1 지지 조립체(100)가 부상(101)에 편심되게 형성된 개방부 또는 요구에 지지되는 베어링 조립체(103)로 구성됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 7

제 6 항에 있어서, 부상(101)이 하우징(1)의 개방부 또는 요구에 배치됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 8

전기 청구항의 어느 한 항에 있어서, 제 1 지지 조립체(100)가 출력축(6)의 방사상 변위가 이루어질 수 있도록 수동으로 조절됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 9

제 6 항 또는 제 7 항에 있어서, 부상(101)이 하우징(1)에 고정된 플랜지 부분(102)과 협동함을 특징으로

하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 10

제 9 항에 있어서, 플랜지 부분(102)이 플랜지의 기다란 개방부(106)를 관통하는 하나 이상의 볼트 또는 스크류(105)에 의하여 고정됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 11

제 6 항 또는 제 7 항에 있어서, 제 1 지지수단(100)이 출력축(6)을 방사상으로 이동시킬 수 있도록 사용 중에 자동으로 조절될 수 있게 되어 있음을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 12

제 11 항에 있어서, 제 1 지지수단(100)이 원기머를 통하여 출력축과 원뿔 사이에 부하를 가할 수 있게 된 유연성 부재(304)로 구성된 자동 조절수단과 협동함을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 13

제 12 항에 있어서, 부하가 고정값임을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 14

제 13 항에 있어서, 유연성 부재(304)가 텐션 스프링 또는 압축 스프링으로 구성됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 15

제 13 항 또는 제 14 항에 있어서, 유연성 부재가 부싱(301)을 회전시키도록 하우징(1)과 이 부싱 사이에 힘을 가함을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 16

전기 청구항의 어느 한 항에 있어서, 타측 지지 조립체(200)가 제 1 판체(201)와 출력축(6)이 통과하는 통공과 베어링 조립체(203)를 갖는 제 2 지지 조립체(202)로 구성되고, 각 판체가 베어링 조립체를 향하는 직경방향으로 간격을 둔 한 쌍의 돌출부(210)를 가지고 베어링 조립체가 돌출부에 의하여 그 중심부에 고정될 수 있게 되어 있음을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 17

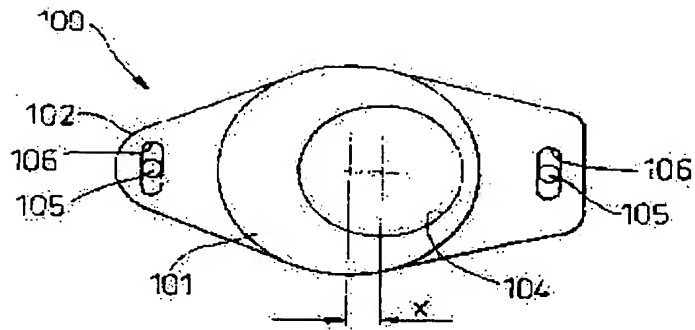
제 16 항에 있어서, 베어링 조립체(203)가 그 중앙의 제 3 부분에 의하여서만 고정됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

청구항 18

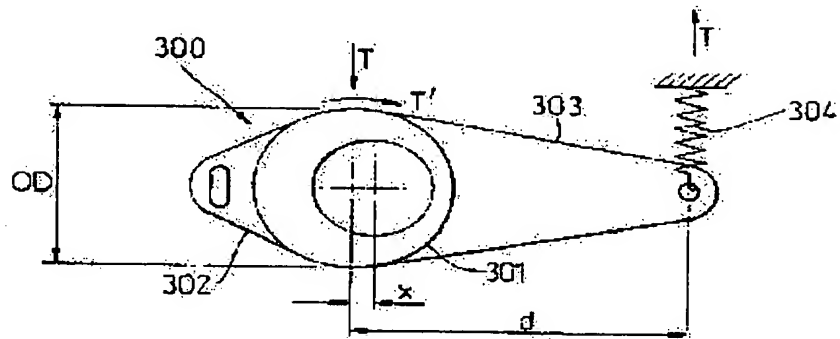
제 16 항에 있어서, 돌출부(210)가 베어링 조립체의 외측 레이스에 고정됨을 특징으로 하는 파워 스티어링 시스템.

도면

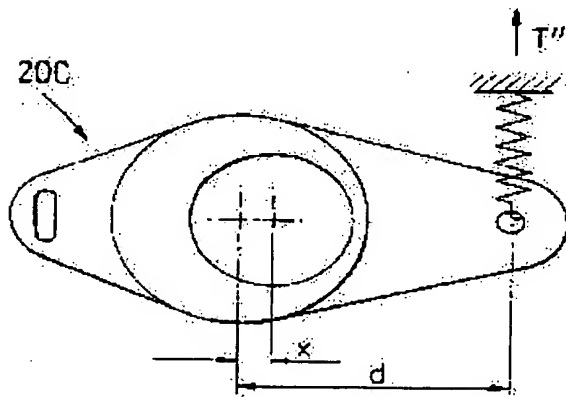
도 2



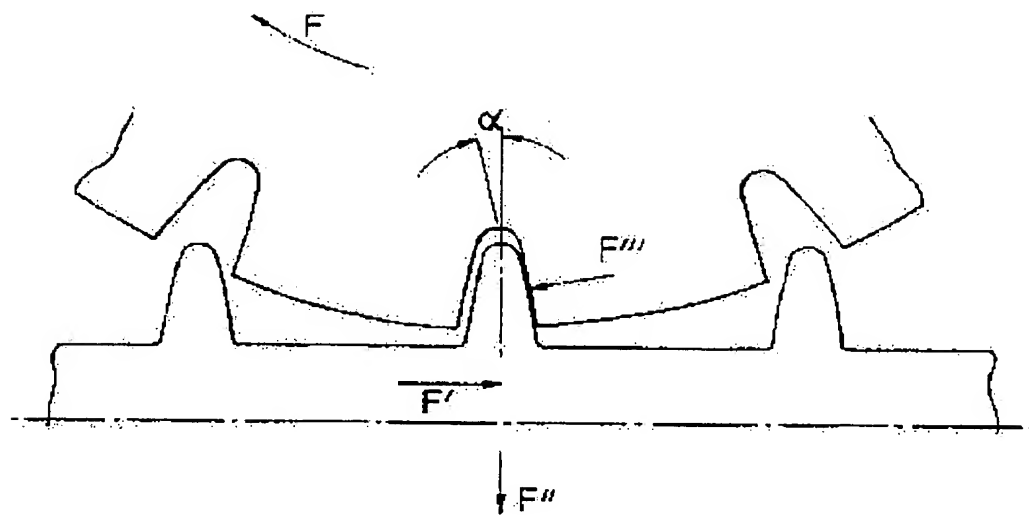
도 3



도 4



도 4



도 5

